

CAPITOLO 3

CICLO OTTO E CICLO DIESEL MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

CICLO OTTO E CICLO DIESEL MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

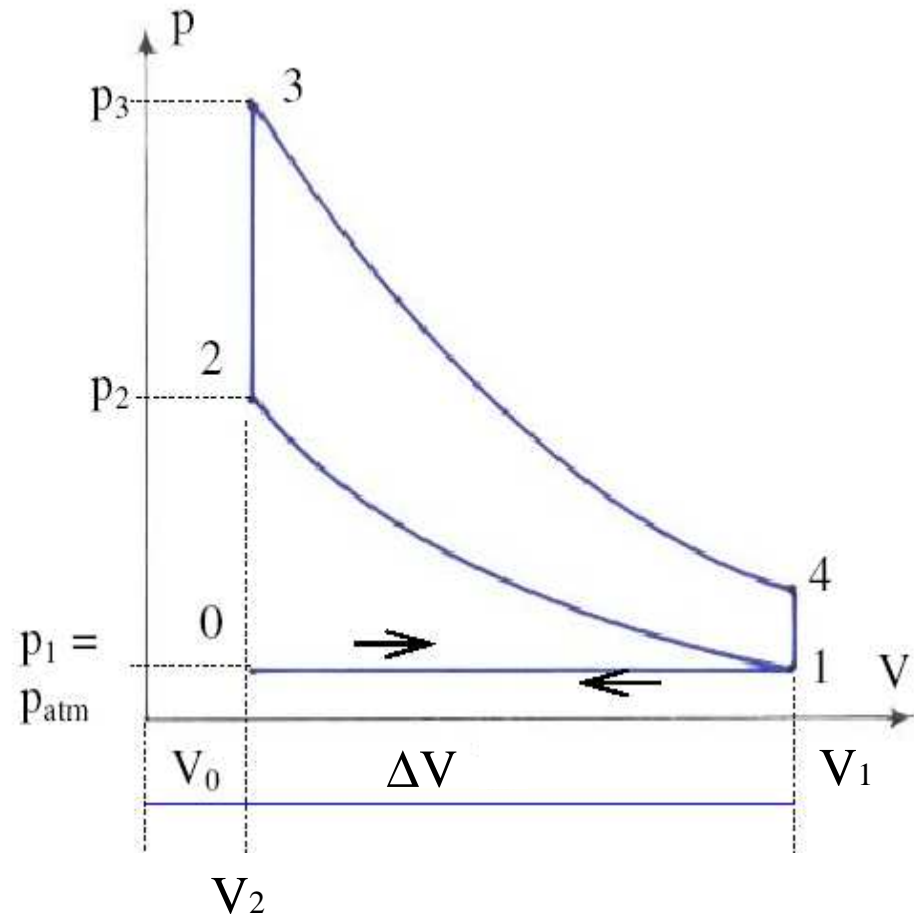
I MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA SONO MACCHINE MOTRICI E POSSONO ESSERE BASATI SU DUE DIVERSI CICLI TERMODINAMICI, ENTRAMBI COMPOSTI DA QUATTRO TRASFORMAZIONI, L'UNO DETTO CICLO OTTO, L'ALTRO CICLO DIESEL

IL FLUIDO DI LAVORO, IN TUTTE LE QUATTRO TRASFORMAZIONI, È ALLO STATO GASSOSO E QUINDI COMPRIMIBILE

IL FLUIDO DI LAVORO UTILIZZATO È ARIA, CHE VIENE ADDIZIONATO COL COMBUSTIBILE, PRIMA DELLA FASE DI RISCALDAMENTO (CHE AVVIENE MEDIANTE COMBUSTIONE DIRETTA DELLA MISCELA DI LAVORO)

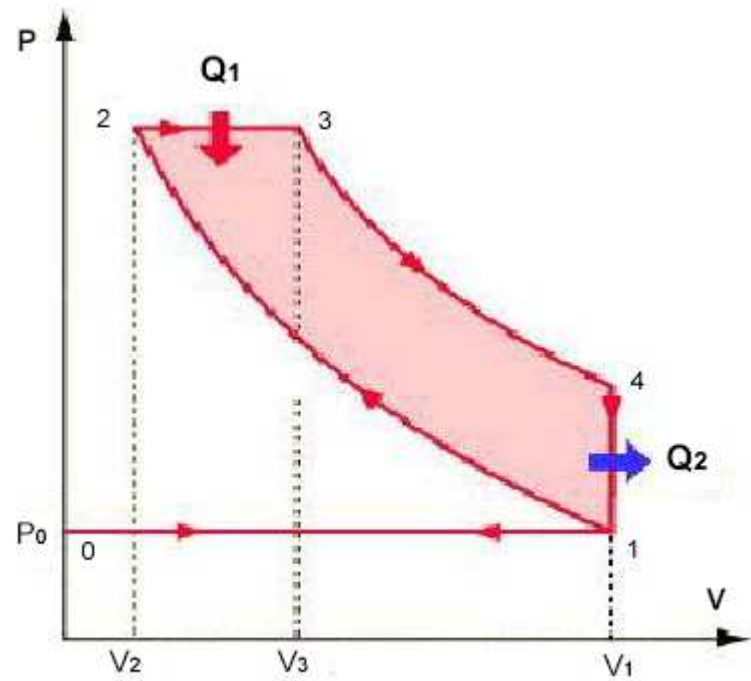
CICLO CON COMBUSTIONE A VOLUME COSTANTE - CICLO OTTO

- 1-2 COMPRESSIONE ADIABATICA
- 2-3 COMBUSTIONE (introduzione di calore)
A VOLUME COSTANTE
- 3-4 ESPANSIONE ADIABATICA
- 4-1 RAFFREDDAMENTO
A VOLUME COSTANTE
- 0-1-0 = CICLO DI LAVAGGIO (3° E 4° TEMPO)

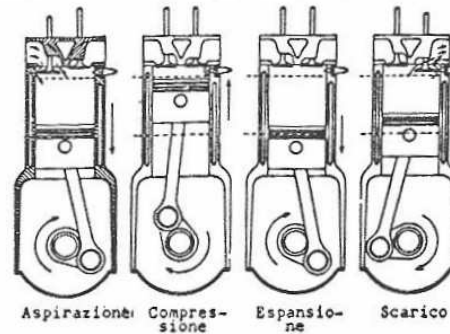


CICLO CON COMBUSTIONE A PRESSIONE COSTANTE - CICLO DIESEL

- 1-2 COMPRESSIONE ADIABATICA
- 2-3 COMBUSTIONE (introduzione di calore)
A PRESSIONE COSTANTE
- 3-4 ESPANSIONE ADIABATICA
- 4-1 RAFFREDDAMENTO A VOLUME COSTANTE
- 0-1-0 CICLO DI LAVAGGIO



ANALISI DELLE FASI DEL MOTORE A QUATTRO TEMPI



1-2 FASE DI ASPIRAZIONE:

IL PISTONE SI MUOVE DAL PUNTO MORTO SUPERIORE AL PUNTO MORTO INFERIORE MENTRE LA VALVOLA DEL CONDOTTO DI ASPIRAZIONE È APERTA PER CONSENTIRE DI IMMETTERE MISCELA FRESCA NEL CILINDRO

2-3 FASE DI COMPRESSIONE:

IL PISTONE SI MUOVE DAL PUNTO MORTO INFERIORE AL PUNTO MORTO SUPERIORE, MENTRE ENTRAMBE LE VALVOLE SONO CHIUSE, REALIZZANDO LA COMPRESSIONE DELLA MISCELA IMMESSA NEL CILINDRO

3-4 FASE DI ESPANSIONE:

DOPO L'ACCENSIONE DELLA MISCELA, IL PISTONE SI MUOVE DAL PUNTO MORTO SUPERIORE AL PUNTO MORTO INFERIORE LASCIANDO ESPANDERE I GAS PRODOTTI DALLA COMBUSTIONE DELLA MISCELA FRESCA, MENTRE ENTRAMBE LE VALVOLE RESTANO CHIUSE

4-1 FASE DI SCARICO:

IL PISTONE SI MUOVE VERSO IL PUNTO MORTO SUPERIORE ESPELLENDO I GAS DI SCARICO ATTRAVERSO LA VALVOLA DI SCARICO APERTA

DEFINIZIONI

$$k = C_p / C_v$$

$V_2 = \text{VOLUME MORTO} = \text{VOLUME DELLA CAMERA DI SCOPPIO}$

$$DV = V_1 - V_2 = \text{CILINDRATA}$$

DEFINIZIONI

CICLO OTTO

RAPPORTO VOLUMETRICO D'ESPANSIONE

$$\rho = v_4 / v_3 = v_1 / v_2 \text{ (rapporto di compressione)}$$

CICLO DIESEL

RAPPORTO DI COMBUSTIONE

$$\tau_p = v_3 / v_2 = T_3 / T_2$$

RAPPORTO DI ESPANSIONE

$$\rho_e = v_1 / v_3$$

RAPPORTO DI COMPRESSIONE

$$\rho = v_1 / v_2 = \rho_e \times \tau_p$$

TERMODINAMICA DEL CICLO OTTO IDEALE

l_c = LAVORO DI COMPRESSIONE

l_e = LAVORO DI ESPANSIONE

q_e = CALORE ENTRANTE (COMBUSTIONE)

q_u = CALORE USCENTE (SCARICO)

$$q_e = C_v (T_3 - T_2)$$

$$q_u = C_v (T_4 - T_1)$$

$$l_e = C_v (T_3 - T_4)$$

$$l_c = C_v (T_2 - T_1)$$

LAVORO NETTO PRODOTTO DAL CICLO

$$l_u = l_e - l_c$$

RENDIMENTO DEL CICLO OTTO IDEALE

$$\eta = 1 - T_1/T_2 = 1 - T_4/T_3 = 1 - \rho^{-(k-1)}$$

IL RENDIMENTO DEL CICLO CRESCE CON L'AUMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE E DEL RAPPORTO DEI CALORI SPECIFICI K (MISCELE PIU' POVERE DI COMBUSTIBILE)

TERMODINAMICA DEL CICLO DIESEL IDEALE

l_c = LAVORO DI COMPRESSIONE

l_e = LAVORO DI ESPANSIONE

q_e = CALORE ENTRANTE (COMBUSTIONE)

q_u = CALORE USCENTE (SCARICO)

$$q_e = C_p (T_3 - T_2)$$

$$q_u = C_v (T_4 - T_1)$$

$$l_e = C_v (T_3 - T_4)$$

$$l_c = C_v (T_2 - T_1)$$

LAVORO NETTO PRODOTTO DAL CICLO

$$l_u = l_e - l_c$$

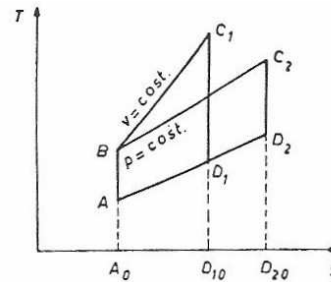
RENDIMENTO DEL CICLO DIESEL IDEALE

$$\eta = 1 - q_u / q_e = 1 - (\rho^{-(k-1)} \times (1/k) \times (\tau_p^{k-1} / \tau_p - 1))$$

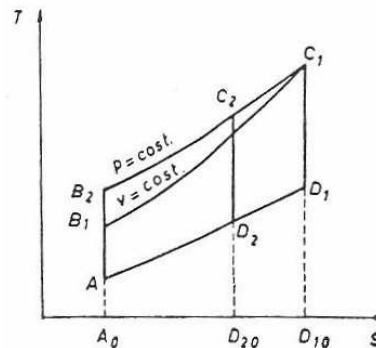
IL RENDIMENTO DEL CICLO CRESCE CON L'AUMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE E DEL RAPPORTO DEI CALORI SPECIFICI K (MISCELE PIU' POVERE DI COMBUSTIBILE) O CON LA DIMINUZIONE DEL RAPPORTO DI COMBUSTIONE τ_p

ANDAMENTO DEL RENDIMENTO IDEALE

A PARITA' DI PRESSIONE FINALE DI COMPRESSIONE IL MASSIMO RENDIMENTO SI VERIFICA CON LA COMBUSTIONE A VOLUME COSTANTE (CICLO OTTO)

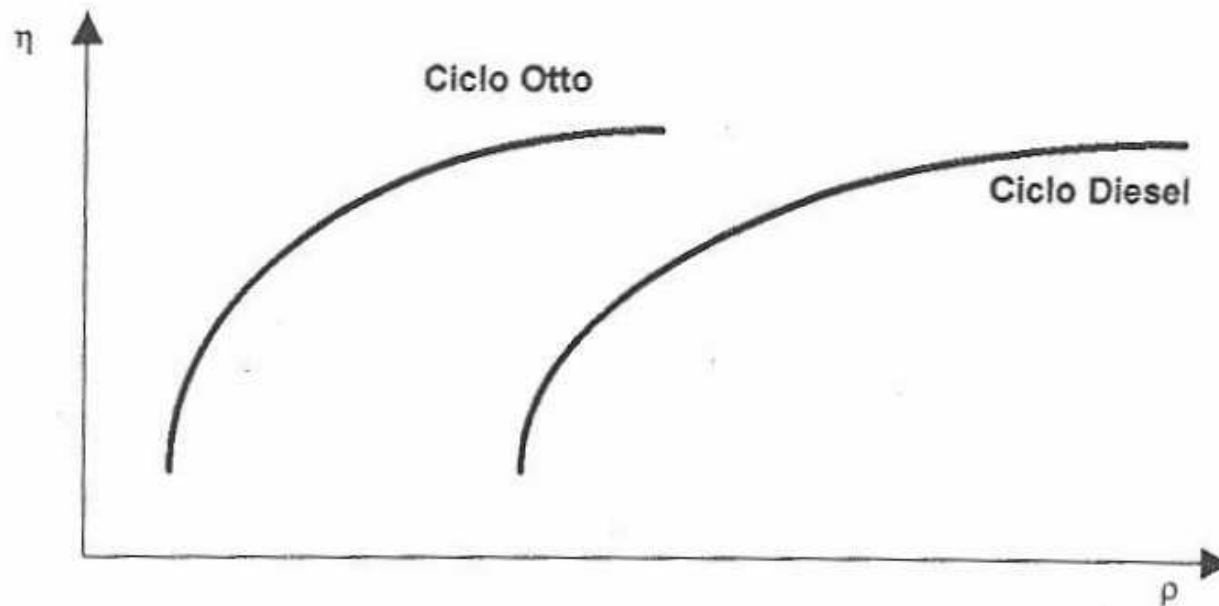


A PARITA' DI PRESSIONE MASSIMA DI COMBUSTIONE IL MASSIMO RENDIMENTO SI VERIFICA CON LA COMBUSTIONE A PRESSIONE COSTANTE (CICLO DIESEL)



CONFRONTO
RENDIMENTO IDEALE CICLO OTTO VS. DIESEL
IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE

A PARI ρ IL RENDIMENTO DEL CICLO OTTO E' SUPERIORE, MA, SFRUTTANDO ρ PIU' ELEVATI DEL CICLO OTTO, IL CICLO DIESEL ARRIVA A RENDIMENTI MAGGIORI



CONSUMO SPECIFICO DI CALORE

Quantità di calore globalmente spesa per produrre l'unità di lavoro effettivo:

$$q_c = q_e/l_u = 1/\eta \quad (\text{adimensionale})$$

$$q_c = q_e/l_u = 860 / \eta \quad (\text{kcal/kWh})$$

CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE

Quantità di combustibile globalmente spesa per produrre l'unità di lavoro effettivo:

$$q_b = q_c / H_i = 1 / \eta H_i$$

H_i = POTERE CALORIFICO INFERIORE DEL COMBUSTIBILE (IN kcal/kg OPPURE IN kcal/mc).

ESPRIMENDO q_c IN kcal/kWh, q_b RISULTA ESPRESSO IN kg comb./kWh O IN mc comb./kWh.

POTENZA EFFETTIVA DEL CICLO OTTO E DEL CICLO DIESEL

- G_m = Massa effettiva di miscela immessa in un ciclo motore (ciclo Otto)
 G_a = Massa effettiva d'aria immessa in un ciclo motore (ciclo Diesel)
 V = Cilindrata del motore
 v_m = Volume specifico della miscela alle condizioni di ingresso
 v_a = Volume specifico dell'aria alle condizioni di ingresso
 λ_v = Coefficiente di riempimento
 H_i = Potere calorifico del combustibile
 α = Rapporto aria - combustibile
 n = Velocità di rotazione
 ε = Numero di cicli ripetuti nell'unità di tempo ($\varepsilon = 1$ per motori a due tempi;
 $\varepsilon = 2$ per motori a quattro tempi)
 η = Rendimento del ciclo

COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

- $\lambda_v = G_m / (V / v_m)$ per ciclo Otto
 $\lambda_v = G_a / (V / v_a)$ per ciclo Diesel

POTENZA EFFETTIVA DEL CICLO

$$P_e = \eta \cdot \lambda_v \cdot H_i / \alpha \cdot V / v_a \cdot n / \varepsilon$$

CICLO IDEALE, LIMITE, INDICATO (O REALE)

CICLO	FLUIDO	MACCHINA
- IDEALE	Ideale	Ideale
- LIMITE	Reale	Ideale
- INDICATO (o REALE)	Reale	Reale

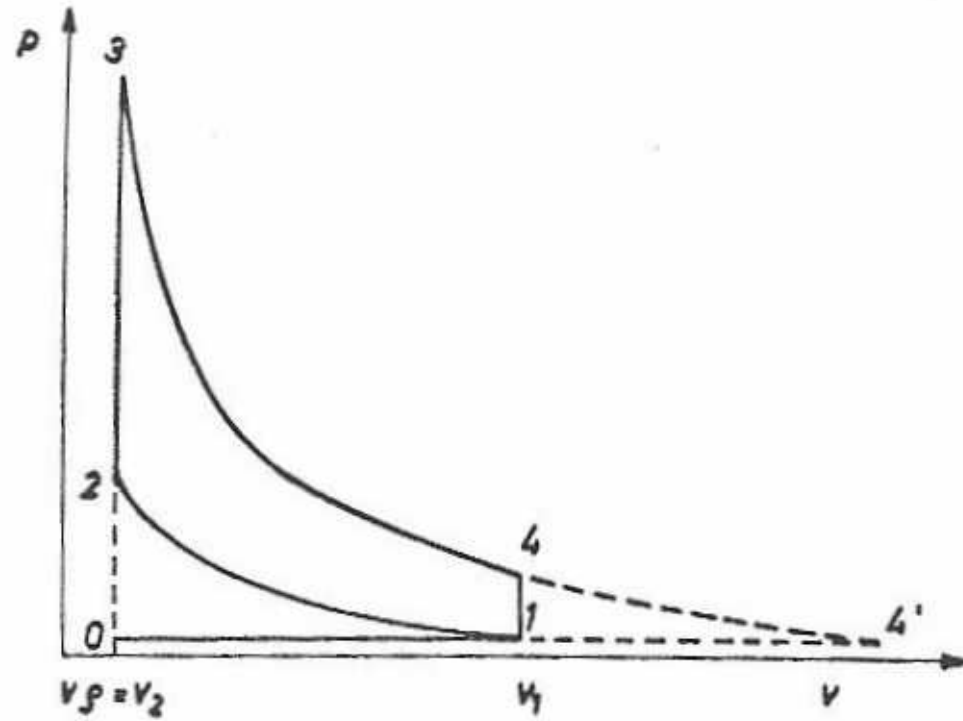
CONSIDERARE IL FLUIDO REALE SIGNIFICA TENERE CONTO DI:

- VARIAZIONE DEI CALORI SPECIFICI CON LA TEMPERATURA
- DISSOCIAZIONE DEI PRODOTTI DELLA COMBUSTIONE
- COMBUSTIONE DI UNA MISCELA DI ARIA E COMBUSTIBILE CON VARIAZIONE DELLA NATURA E DELLE CARATTERISTICHE DEL FLUIDO DURANTE IL CICLO

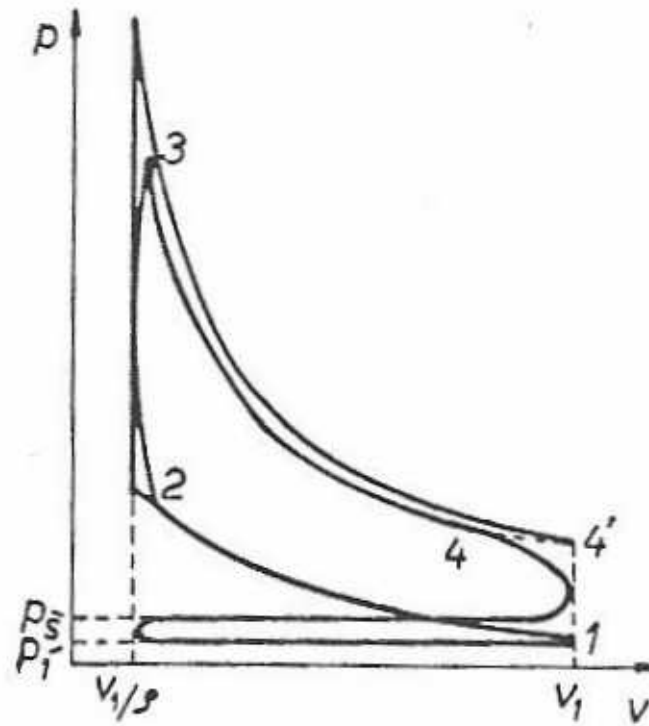
CONSIDERARE LA MACCHINA REALE SIGNIFICA TENERE CONTO DI:

- SCAMBI TERMICI ATTRAVERSO LE PARETI
- COMBUSTIONE NON INSTANTANEA
- PRESENZA DI ANTICIPI E RITARDI NELLA REALIZZAZIONE DELLE VARIE FASI
- PERDITA DI CARICO NEL PROCESSO DI RICAMBIO DEL FLUIDO ALLA FINE DEL CICLO

CICLO LIMITE



CICLO INDICATO O REALE



CICLO INDICATO O REALE

RENDIMENTO TERMODINAMICO IDEALE

$\eta_t = \text{Lavoro termodinamico ideale} / \text{calore entrante}$

RENDIMENTO LIMITE

$\eta_l = \text{Lavoro limite} / \text{Lavoro termodinamico ideale}$

RENDIMENTO INDICATO

$\eta_i = \text{Lavoro indicato} / \text{Lavoro limite}$

RENDIMENTO ORGANICO

$\eta_o = \text{Lavoro effettivo} / \text{Lavoro indicato}$

RENDIMENTO GLOBALE DEL MOTORE

$\eta = \eta_t \cdot \eta_l \cdot \eta_i \cdot \eta_o$

$\eta = \text{Lavoro effettivo} / \text{calore entrante}$

APPLICAZIONI DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

- AUTOTRAZIONE
- GRUPPI ELETTROGENI TRASPORTABILI
- GRUPPI ELETTROGENI DI EMERGENZA
- GRUPPI DI COGENERAZIONE DI PICCOLA POTENZA
- GENERAZIONE DI POTENZA ELETTRICA CON POTENZE MEDIO PICCOLE, SIA PER LA COPERTURA DEI CARICHI DI BASE, CHE PER QUELLI DI PUNTA, CON O SENZA COGENERAZIONE

CLASSIFICAZIONE DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

VARI MODI DI CLASSIFICAZIONE A SECONDA DELLE
CARATTERISTICHE PRESE IN ESAME:

- A SECONDA DEL SISTEMA DI ACCENSIONE:
 - MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA (CICLO OTTO)
 - MOTORI AD ACCENSIONE SPONTANEA (CICLO DIESEL)

- A SECONDA DEL CICLO DI LAVORO:
 - MOTORI A 4 TEMPI
 - MOTORI A 2 TEMPI (SEMPRE MENO DIFFUSI)